

蘇聯機器製造百科全書

第九卷

第三章 機床的液壓傳動

第四章 機床的電力設備

蘇聯機器製造百科全書編輯委員會編



機械工業出版社

蘇聯機器製造百科全書

第九卷

第三章 機床的液壓傳動

第四章 機床的電力設備

扎秦科、朱斯曼、安德列也夫著



機械工業出版社

1955

出版者的話

蘇聯機器製造百科全書第九卷分爲三大部分共計卅五章。第一部分(1~13章)敘述各種金屬切削機床；第二部分(14~16章)敘述木材加工機器；第三部分(17~35章)敘述起重-運輸設備和挖土機。爲了適應目前需要，全書暫先分章出版，本書是第三、四章。

第三章‘機床的液壓傳動’先以總論扼要地說明了在機床中的液壓傳動的優點和基本理論。然後分節說明在此種機構中的原動部分(泵)；操縱、調節及控制部分(閥、節流器、調節器、繼動器及分流器等)；從動部分(工作缸筒及液動馬達)等的原理、分類和應用。在章末一節專門介紹了機床液壓傳動中較新穎的應用即液壓跟踪(隨動)裝置。

第四章‘機床的電力設備’首先說明機床上所採用的各種電動機及調速系統的主要特性，並如何按照機構對電動機的要求(例如是否需要寬大及平滑的調速、對於起動制動特性有無特殊要求等)來選擇電動機的類型及其結構型式，其次介紹機床所應用的各種電器、現代化的自動控制裝置及保護裝置，對於機床電力設備的安裝，也加以簡明的敘述。最後並詳述電力跟踪模擬裝置方面的問題，介紹了各種電力跟踪裝置的原理及適用範圍。

本書可作工程技術人員和大學生的參考用書。

蘇聯‘Машиностроение энциклопедический справочник’(Машиз1950年第一版)
一書第九卷第三章(И. З. Зайченко著)第四章(В. Г. Зусман. П. К. Андреев著)

* * *

編者：蘇聯機器製造百科全書編輯委員會
譯者：陳乃隆、屠大魯

書號 0630

1955年1月第一版 1955年1月第一版第一次印刷

787×1092¹/₁₆ 85千字 3印張 0,001— 5,200冊

機械工業出版社(北京歷甲廠17號)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可證出字第008號

定價 5,000元(18)

目 次

第三章 機床的液壓傳動

(扎秦科 И.З.Зайченко)

總論	1
泵	4
操縱、調節裝置	8
分流裝置	10
工作缸筒及液動馬達	14
液壓隨動裝置	15
參考文獻	18
中俄名詞對照表	19

第四章 機床的電力設備

電力驅動裝置型式的選擇	朱斯曼 В.Г.Зусман 1
機床的電器	朱斯曼 6
機床電力設備的安裝	朱斯曼 15
電力跟踪模製裝置	安德列也夫 П.К.Андреев 17
參考文獻	23
中俄名詞對照表	23

第三章 機床的液壓傳動

總 論

機床中採用了油液的傳動可以保證：對於運行速度的調整不分級段、傳動力量較大、對於超負荷有自動保險性而且工作過程易於自動化、機構得到自然潤滑因而工作可靠。

依調節的原理來分，液壓傳動有以下各類：

- 用可調節油泵或液動馬達的傳動；
- 用恆排量泵及節流器的調節的傳動；
- 用分級調節的傳動；
- 用混合調節的傳動。

根據以上原理即可做成直線運動的傳動（油泵與缸筒聯用）和旋轉運動的傳動（油泵與液動馬達聯用）。

液壓傳動系統中包括：

- 泵，將機械能變為油液的位能或動能；
- 控制-調節的裝置（閥、調節器、壓力繼動器），控制在液壓傳動系統中油液的壓力或流量；
- 配流裝置（滑閥器），用作操縱循環；
- 工作缸筒或液動馬達，將油液的位能或動能變換為機械能。

機床中所採用的液壓系統的傳動壓力通常達70大氣壓。

驅動油泵所需的動力決定於下式：

$$N = \frac{p \cdot Q}{612 \eta_m \eta_o} \text{ 仟瓦。} \quad (1)$$

式中 p ——由油泵所輸出的壓力，單位大氣壓；
 Q ——油泵所供油量，在壓力 p 下，單位公升/分；
 η_m ——油泵的機械效率； η_o ——油泵的容積效率。

用調節泵的傳動 在這一類的傳動中，担任工作的機件（如缸筒中的活塞與液動馬達的軸）的速度決定於調節泵所供給油量的多寡（圖1）。

空轉時（亦即傳動力量 $R=0$ 或旋轉力矩 $M=0$ 時）缸筒中活塞運行的直線速度 v_x 或液動馬達中軸的迴轉數 n_x 與其在有負荷時（施力方向的壓力為 p 大氣壓時的傳動力量為 R 公斤或旋轉力矩為 M 公斤·公分時）的速度 v_p 或 n_p 不同，因為此時在傳動中有漏洩發生。

作用力從 R 變到 0 時（或旋轉力矩從 M 變到 0 時）活塞的速度（或迴轉馬達的轉數）相應發生的變化可以用速度（或轉數）的相對變化 δ 代表：

$$\delta = \frac{Q_x - Q_p}{Q_p} = \frac{\Sigma q}{Q_p}, \quad (2)$$

式中 Q_x ——空轉無負荷時油泵所輸給的油量；
 Q_p ——在負荷 R （或 M ）時對於傳動機件所輸給的油量；
 Σq ——負荷為 R （或 M ）時在恆溫下，油路系統中所有漏洩損耗的油量：

$$\Sigma q = Kp,$$

式中 K ——為油路系統的漏洩係數。

在直線運動的傳動（油泵及缸筒聯用）中，

$$p = \frac{R}{F}; \quad Q_p = v_p \cdot F; \quad \delta = \frac{v_x - v_p}{v_p} = \frac{KR}{F^2 v_p}, \quad (3)$$

式中 F ——活塞的面積。

在迴轉運動的傳動（油泵、液動馬達）中，

$$p = \frac{2\pi M}{w}; \quad Q_p = w n_p; \quad \delta = \frac{n_x - n_p}{n_p} = \frac{2\pi KM}{w^2 n_p}, \quad (4)$$

式中 w ——每一迴轉中，液動馬達液倉所排走的油量。

如液動馬達為活塞式時，則 $w = F_M z s$ ：

$$\delta = \frac{2\pi KM}{F_M^2 z^2 s^2 n_p}, \quad (5)$$

式中 F_M ——液動馬達中每個活塞的面積； z ——活塞數目； s ——活塞行程。

油路系統的總消耗：

$$\Sigma Q = q_n + q_s + q_{R,M},$$

式中 q_n ——油液溫度為 T 時，由油泵各項機件的隙縫漏出的油量； q_s ——經過滑閥的漏洩； $q_{R,M}$ ——在液動馬達中缸筒的漏洩。

利用泵及缸筒聯動，進行速度 v_p 較低的傳動（例如鑽床、銑床、車床等的進給機構）在 $p=60$ 大氣壓、 $T=50^\circ\text{C}$ 時油液的黏度為 $2.8 \sim 3.2^\circ\text{E}$ 時：

$$q_n \geq 50 \sim 60 \text{ 公升}^3/\text{分};$$

$$q_s \approx q_{R,M} \leq 10 \sim 15 \text{ 公升}^3/\text{分}。$$

用泵及馬達的聯動傳動則：

$$q_n \approx q_{R,M}。$$

在速度 $v_p(n_p)$ 數值低的傳動時， δ 的減少可以因 $F(w)$ 的增加而達到； $v_p(n_p)$ 增高時 δ 也減小。因此當 $v_p(n_p)$ 的值大時宜用如圖1所示的配置（例如，拉床或鉋床的主要驅動）。

在速度較低的工作中（鑽床、銑床、車床等的進

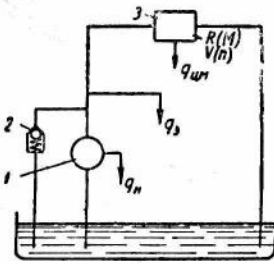


圖 1 利用調節泵的液壓傳動：
1—泵；2—安全閥；3—工作缸
筒或馬達。

了保證傳動工作的可靠性，油泵的輸油量不應少於125公升/分。

給機構)則採用能自動補償漏洩損耗 Σq 的泵及缸筒的聯動，在 R 及 p 增加時此種補償即起作用(圖2)。作用的產生是這樣的：當 R (或 p) 增加時，柱塞2作用於泵1的機構，使彈簧3壓縮，因而增加了油泵輸給的油量。為

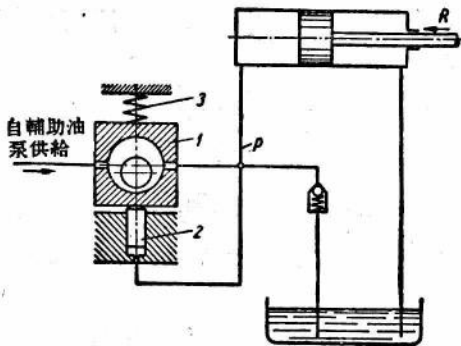


圖 2 有自動補償漏洩的油路系統配置。

此外，另有一個辦法也可達到同樣目的即：採用泵及缸筒聯動時，使工作壓力保持不變(圖3)。在這一類傳動中，來自缸筒的油液僅在泵1所輸給的壓力達到 p 時，才能通過活門3，因此時的壓力才足以壓縮彈簧4並推動活門2而打開活門3，以讓出油路來。只要彈簧4有足夠的長度，無論作用力 R 的數值大小，活塞均在恆壓 p 下運行。因此 R 儘管有變化， q_n 却仍為常數， v_p 亦一樣是常數(此處略去 q_s 和 q_{qM} 不計，因其值甚

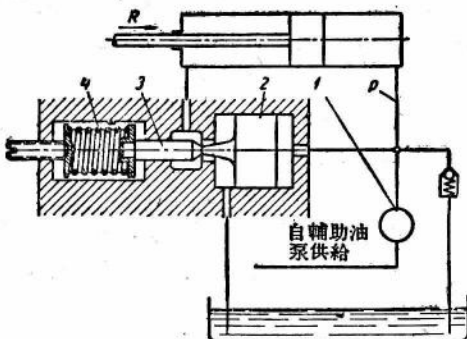


圖 3 工作壓力恆等不變的油路系統配置圖。

小)。在這種配置中，為了保證運行的可靠，油泵的輸油量不應少於 80 公升/分。在圖2及圖3所代表的傳動中， v_p 的值決定於油液的溫度，因為 $q_n = f(T)$ (譯註：即 q_n 為 T 的函數)。欲減低 v_p 對於油液溫度的依賴性，使發生的影響最小，可用如圖4所示的泵及缸筒的配置。圖中調節泵1的油液係自一恆排量泵2在一定的壓力 p 下輸給，維持 p 使其不變全賴保險活門3來調節。由於壓力 p 和頂住活門4的彈簧5作用的結果，油泵1輸出油液的壓力 p_1 較壓力 p 為小，其差別即等於油泵1的油路損耗，而且相當於彈簧5的彈力；具有壓力 p_1 的油液通過活門4的控制後其壓力降為 $p_p = \frac{R}{F}$ 。因為 $(p - p_1)$ 不超過 2~3 大氣壓，所以在油泵1中的漏洩損耗就大大地降低。

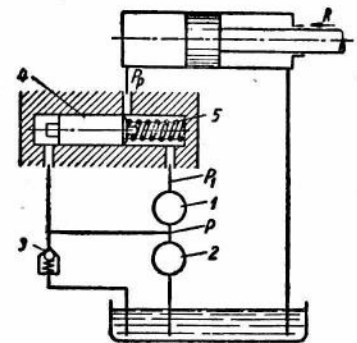


圖 4 調節泵漏洩最少的油路配置。

此種配置如保持由泵所輸給的油量不少於 25 公升/分，便可保證工作的可靠性。

以上所述的傳動配置的缺點是效率低，因為恆排量泵2經常都是在高壓下工作。輸入的功率與 R 無關，不因之發生變化。

在泵及液動馬達聯動的傳動中，除了上述用 M 固定不變(由於保持 p 固定不變)的調節原理外，還可利用不變的功率(亦即保持 p 不變)，藉變動液動馬達的 w 來調節 $\ominus$ (調節量限度不超過5)，也可以用混合調節法即：降低油泵的輸油量並同時增加液動馬達的排油量因而使 n_p 值低的工作中 δ 能減小 $\ominus$ 。

用恆排量泵及節流器控制調節的傳動 如圖5a及

- 按公式 $Q_p = w n_p$ 及 $\delta = \frac{2\pi K M}{w^2 n_p}$ 則減低輸油量 Q_p 及增加排油量 w ，其結果應使 n_p 減小， w^2 加大的程度較 n_p 減小程度為大，故 δ 亦變小。——譯者
- 這裏代表液動馬達每轉一週所需油量。倘油泵輸給的油量為不變，則 w 加大後液動馬達轉數自然小了。

——譯者

6 所示, 泵 1 經常在最高壓力下工作, 壓力的大小決定於活門 3 的調整。任何過多的油液都經過活門 3 湧向儲油箱, 因而壓力可保持不變。輸入的功率是一常數, 不因負荷 $R(M)$ 的影響而起變化。泵中的損耗 q_n 也不受 $v_p(n_p)$ 影響。

如圖 5a 所示的傳動機構, 泵的壓力決定於負荷的大小; 泵中漏洩損耗 q_n 受 $v_p(n_p)$ 影響, 活門 3 平時是關閉的, 僅在起負荷時才起作用。傳動中輸入功率與負荷 $R(M)$ 成正比。速度 v_p (轉數 n_p) 是通過節流器控制的油量 Q 的函數, 決定於經過節流器後的壓力陡降程度。

用圖 5a 的傳動方式時:

$$Q = K_\theta p^m,$$

用圖 5b 的傳動方式時:

$$Q = K_\theta (p - p_p)^m.$$

用圖 5c 的傳動方式時:

$$Q = K_\theta p^m,$$

式中 K_θ ——比例係數, 決定於節流器喉門斷面積及

油液的性質; m ——指數, 決定於節流器的構造, 其數值在 0.5~1 之間 (見下“節流器”一段)。用如圖 5a 及 5b 傳動的速度相對變化:

$$\delta = \frac{Q'_x - Q_p + q_{n,m}}{Q'_p - q_{n,m}},$$

式中 Q'_x ——空轉無負荷運行時 ($R=0, M=0$) 通過節流器的油液流量; Q'_p ——在有負荷 $R(M)$ 時的流量。

在如圖 5a 所示泵及

缸筒聯用的傳動中, 節流器調節的傳動配置:

1—泵; 2—節流器; 3—活門; 4—工作缸筒 (或液動馬達)。

不計時:

$$\delta = K_\theta \frac{(pF)^m - (pF - R)^m}{(F - f)^{m+1} v_p}, \quad (6)$$

式中 f ——活塞桿的橫截面積。

如用圖 5b 所示傳動配置 (節流器位於缸筒前端空部內):

$$\delta = K_\theta \frac{p^m - \left(p - \frac{R}{F}\right)^m}{F v_p}. \quad (7)$$

用泵及液動馬達聯動時, 如圖 5a 及 5b 所示, 並考慮了 $q_{n,m}$ 在內, 就有:

$$\delta = \frac{K_\theta (p w)^m - K_\theta (p w - 2\pi M)^m + 2\pi K_{n,m} M w^{m-1}}{w^{m+1} n_p}, \quad (8)$$

式中 $K_{n,m}$ ——液動馬達的洩耗係數。

用泵及缸筒傳動如圖 5b 所示, 並略去 $q_{n,m}$ 不計則有

$$\delta = \frac{K_\theta \left(\frac{R}{F}\right)^m + K_{n,m} \frac{R}{F}}{F v_p}, \quad (9)$$

式中 K_n ——泵的洩耗係數。

用泵及液動馬達傳動亦如圖 5b 所示的配置, 並把 $q_{n,m}$ 考慮在內時就有:

$$\delta = \frac{K_\theta (2\pi M)^m + 2\pi K_{n,m} M w^{m-1} + 2\pi K_{n,m} M w^{m-1}}{w^{m+1} n_p}. \quad (10)$$

在所有情況下, 增加 F 或 w 即可使 δ 減小; 同時減小 δ 還可藉助於減小 K_θ 的辦法, 例如在如圖 5a 及 5b 的傳動中使節流通道截面減小, 但如此尚須連帶減小一些有用的負荷 R 或 M (在 v_p, n_p 及 p 不變時)。

用圖 5c 的配置傳動時, 如減少 K_θ 就勢必增加 $R(M)$, 同時 δ 並不因之改善 (v_p 及 n_p 不變時), 此種情況與圖 1 所示的配置不同, 即使增加 $v_p(n_p)$; δ 也無變動, 因為同時 K_θ 也自動增加了。在高壓下工作, 而 $v_p(n_p)$ 較小時, 就不可靠, 因為節流器易於阻塞, 這時通道斷面積僅能以千分之幾的平方公厘計。以上所述的傳動配置不適於 v_p 或 n_p 較小、壓力高而 $R(M)$ 的變化又是急驟的機床上 (例如在鑽床、車床、銑床的進刀機構上或拉床的主要運行傳動中), 僅僅可以用於 $R(M)$ 的變化不大、壓力不超過 20 大氣壓的場合 (磨床、金剛石銼床等)。

分級及混合式調節的液壓傳動 圖 6 是表示具有三種工作速度、配備

有兩個恆排量泵的傳動配置。泵 1 及泵 2 的輸液量的比為 2:1, 可以交替地單獨担负工作, 也可以合併開動。兩泵的個別驅動可以由個別電動機來

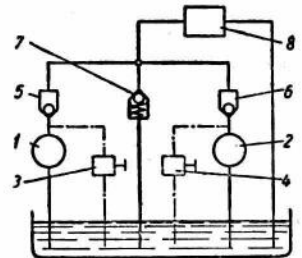


圖 6 用分級調節的油路系統配置: 1~2—泵; 3~4—活栓; 5~6—逆流閥; 7—保險閥; 8—工作缸筒 (液動馬達)。

或停止就須依賴活栓 3 及活栓 4。類似上述的配置大都應用於不需要無級的速度變換的機床上（例如已有固定的操作過程的拉床）。

利用數個恒排量泵，在較低的輸入功率下進行不分級的速度調節時，可以用分級與節流器控制混合的辦法。這種帶有速度調節器的傳動應用於如拉床的主要運行的驅動中（見‘速度調節器’）。

泵

齒輪泵通常應用於壓力範圍為 20~30 大氣壓之內的工作，主要用於藉液體傳動來進行往復的動作——鑽銼床、車床、銑床及磨床的自動進給機構及車頭、工作

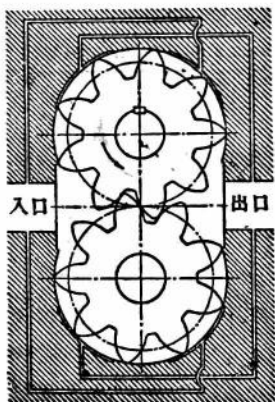


圖 7 齒輪泵內部的油路系統配置。

台或刀架的快速運行的機構，也用於夾定裝置中，同時也用於深孔鑽床上冷卻液的壓送。高壓齒輪泵（壓力為 50~60 大氣壓）的應用較受限制，因為在製造時要求特別仔細與精確；而為了減除軸承與軸之間的壓力必須採取平衡的措施（圖 7）。這種油泵應用於鑽銼床、車床及銑床的進給機構系統中。齒輪泵通常是不能調節的。

可調節的一種未被廣泛採用，因為其構造過於複雜。

蘇聯出產齒輪泵的容積效率列如下表，工作時條件為 $T=50^{\circ}\text{C}$ ， $n=950$ 轉/分。所用油為 3 號錠子油。

表 1

泵的輸油量 (公升/分)	16	25	35	50	70	100	120
容積效率	0.76	0.78	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90
工作壓力(大氣壓)	20	20	15	15	15	10	10

齒數相同的齒輪泵，其輸油量計算如下式：

$$Q = \frac{\pi s (D_2 - s) b n}{10^6} \text{ 公升/分。} \quad (11)$$

式中 s ——齒輪間的中心距(公厘)； D_2 ——齒輪外徑(公厘)； b ——齒輪厚度(公厘)； n ——齒輪軸的轉數(轉/分)。

消除油液在兩接觸齒間的隙縫內困住的最簡單的辦法就是在泵體端面上銑出凹槽(圖 8)。

兩槽間的距離 y 及其有效長度 l 在漸開線齒形，壓力角為 20° 時可由下式算出：

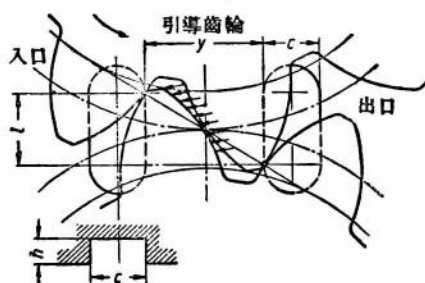


圖 8 免除油液在齒輪泵兩齒隙縫間困住的凹槽。

$$y = 2.78 \frac{m^2 z}{s}, \quad (12)$$

$$l = 2.95 m \sqrt{1 - \frac{m^2 z^2 \times 0.88}{s^2}}, \quad (13)$$

式中 z ——齒數； m ——齒輪模數。

槽的寬度 c 及深度 h 當齒數為 10~17 可用：

$$c \approx 1.2m;$$

$$h \text{ (公厘)} \quad 1 \quad 1.5 \quad 2.5 \quad 4 \quad 5.5 \quad 7.5 \quad 10$$

$$\text{模數 } m \text{ (公厘)} \quad 2 \quad 3 \quad 4 \quad 5 \quad 6 \quad 7 \quad 8$$

齒形的校正可用下法完成即：用普通標準刀具進行切齒時，將毛坯中心挪偏少許，其量等於 $a = km$ ，式中 k ——校正係數，通常為 0.5，即有：

$$D_a = m(z+3); s = m(z+1).$$

使用係數 K 時為了避免齒端的過度尖削， z 不應少於 10。兩齒間的空隙，通常標準在 $(0.1 \sim 0.2)m$ 的限度以內。齒部尺寸(用齒輪規量出)當 $m=1$ 及 $k=0.5$ 時，列如表 2。

表 2

齒 數	10	11	12	13	14	15	16
齒 厚	1.923	1.925	1.926	1.928	1.929	1.929	1.930
齒頂高	1.593	1.585	1.578	1.572	1.567	1.562	1.558

齒部所受之力，當齒數 $z=10 \sim 17$ 時，由下式決定：

$$p = 0.16 p_0 \cdot b \cdot m \text{ 公斤,} \quad (14)$$

式中 p ——油泵供給的壓力(大氣壓)； b ——齒輪寬度(公分)； m ——齒輪的模數(公厘)。

製造齒輪材料，在油泵壓力為 10 大氣壓以內時，可以採用鑄鐵 C4 18-36 和 C4 24-44，至 20 大氣壓時用 45~50 號鋼，如壓力更高時就應該採用滲碳淬硬齒輪。

葉片式油泵 比較流行的一種就是雙作用不能調節式的油泵，輸給壓力達 70 大氣壓(圖 9)。應用於鑽銼床、銑床、車床等的進給機構，以及拉床的主軸驅動以及研磨磨床的往復運動。

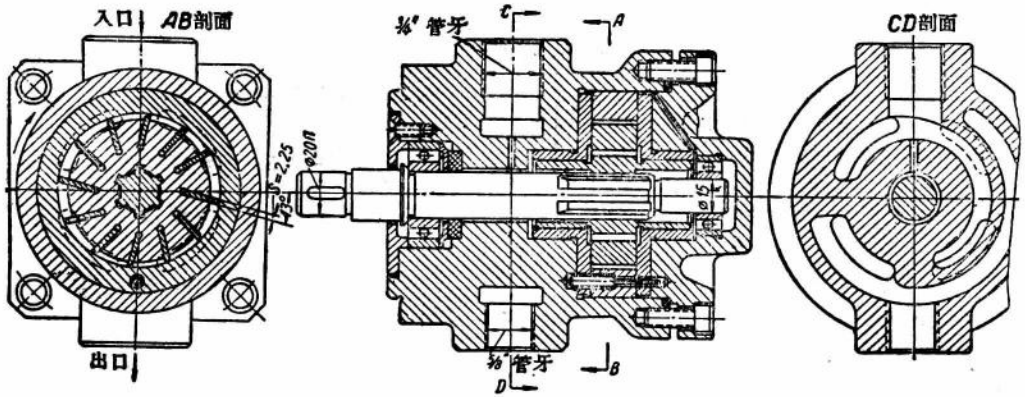


圖9 雙作用葉片式油泵。



圖10 葉片泵定子的截形。

葉片式油泵的容積效率(當泵送油液為3號銻子油,溫度為50°C,每分鐘轉數為950次時)不低於表3中所列的數值。計算的排油量由下式決定:

$$Q = \frac{2Bn}{10^6} \left[\pi(r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1)sz}{\cos \alpha} \right] \text{公升/分}, \quad (15)$$

式中 B ——為轉子寬度(公厘); n ——泵軸每分鐘轉數; r_2 及 r_1 ——圖10中所示的長半徑及短半徑; s ——葉片厚度(公厘)(通常為2.25~2.5公厘); z ——葉片總數(通常 $z=12$); α ——葉片排列與半徑方向所成的偏斜角度(通常 α 不超過13°)。

表 3

排油量(公升/分)	13	26	48	85
容積效率	0.73	0.82	0.92	0.94
所用壓力(大氣壓)	60	60	55	55

泵的定子的截形見圖10,此圖中所示者係 $z=12$, $\beta=42^\circ$, $\delta=48^\circ$ 時的形狀。

葉片泵中一切發生摩擦的部分最好用下述材料:定子——ИЛX-15 號鋼;葉片——PФ-1 號鋼;轉子——40X號鋼;夾盤——БрАЖ9-4 青銅。

活塞式油泵 常用的活塞泵有以下幾種形式:

- 活塞排列在定子(статор)或轉子(ротор)中,其方向是輻射的;
- 活塞排列在定子或轉子中,其方向平行於軸線;
- 限流器(原文 насос-дозатор)不帶活塞的驅動。

動。

活塞泵通常是製成可以調整的。排油量的計算由下式決定:

$$Q = \frac{\pi d^2 s z n}{4 \times 10^6} \text{公升/分}, \quad (16)$$

式中 d ——活塞直徑(公厘); z ——活塞數目; s ——活塞行程(公厘); n ——泵軸轉速,以每分鐘若干轉計。

在轉子中活塞排列成輻射形的活塞泵用於拉床、鉋床的主要運行中,及鑽銼床、車床及銑床的進給機構的油路系統中,所用壓力達80大氣壓。

用3號銻子油及 $T=50^\circ\text{C}$ 工作時其容積效率如表4所列。

表 4

排油量(公升/分)	4~10	10~100	100~200	200~400
容積效率	0.93	0.94~0.95	0.965	0.985
壓力(大氣壓)	60	60	75	75

根據控制活塞的方式可分:

a) 活塞是強迫工作的泵(此種構造現在少用),例如藉助於板及滾柱(圖11)。在吸入油液時,活塞即被輔助油泵或彈簧的壓力壓向工作板;

6) 活塞頂面是球形的泵(油輪式 Oilgear 圖12),當吸入油液時活塞因離心力的作用而壓向錐形環2,在排油量較小的油泵中,活塞的中心線與轉子的旋轉平面傾斜成12°,如為較強有力的液泵最好將活塞的頭部製成蘑菇形(如圖13)如此,可以使活塞的頂部球形面與導環內部表面間的摩擦減少。

活塞在轉子中分列成若干排,表5中所列為選用活塞數目及排數的資料。

a) 帶有配流閥的泵(圖 14), 用於活塞運行速度不高的按照圖 3 的原理工作的油路系統。

6) 帶有配流盤的泵(圖 15), 主要用於迴轉運動的油路系統中。

此類油泵通常製成達 70 大氣壓壓力。活塞受輔助油泵的壓力壓向蘑菇形零件(圖 14)或傾斜盤(圖 15)。

在轉子中活塞排列與泵軸平行的活塞泵 主要地應用於有旋轉運動的油路系統中, 工作壓力可達 70 大

氣壓。轉子的迴轉是由驅動盤傳來, 驅動盤與活塞之間藉鉸鏈連接起來(圖 16)。

活塞式限流器 用於實現小的進給量, 與齒輪合併工作(用圖 4 所示的配置原理), 壓力達 25 大氣壓。圖 17 所示的是活塞式限流器中的一種。

活塞位於固定的筒體中, 沒有驅動作用。其本身的運動, 乃由於其液倉交替地與齒輪泵及注油管路相通(見圖 4), 而此種交替相通的動作是藉齒輪泵的軸帶動配流筒, 使配流筒發生旋轉而操縱的。

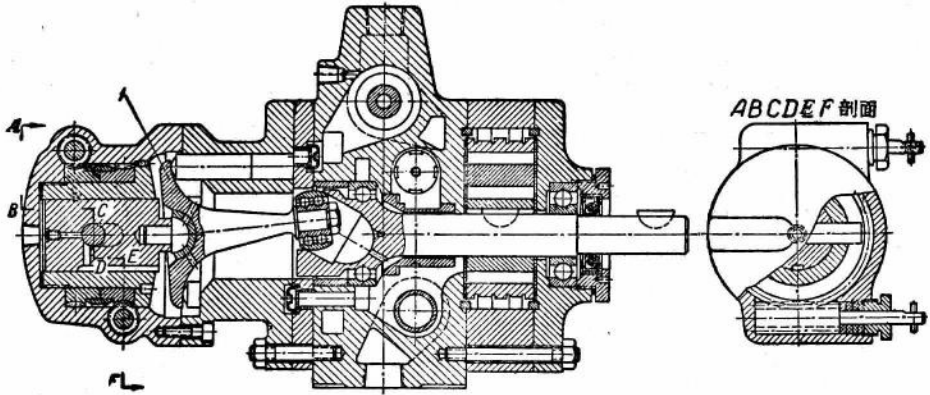


圖 14 具有配流閥的活塞泵。

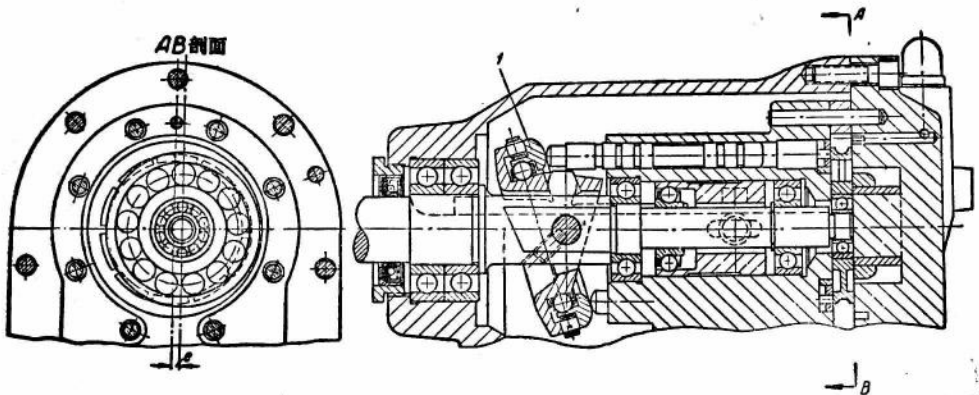


圖 15 具有配流盤的活塞泵。

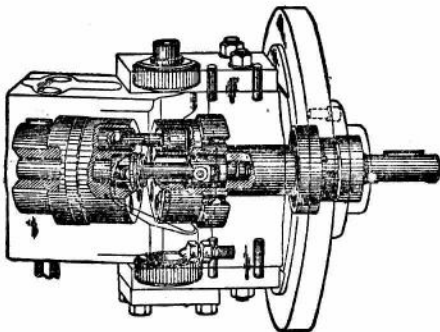


圖 16 在轉子中活塞排列與泵軸平行的活塞泵。

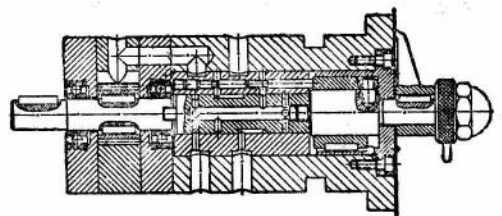


圖 17 活塞式限流器。

操縱、調節裝置

閥 對於超負荷的預防裝置最簡單莫過於如圖18及圖19所示的閥。尤其是圖19的一種具有很好的封閉性，其漏洩損耗減至最小。

為了使油液能連續流通而且壓力的升降保持至最小程度，帶有弱力彈簧的差動式減震閥較為適用（圖20及21）。此外，用‘液體驅動’（Гидропривод）工廠出品的 ПГ-545 號閥（圖22）也可達到同樣目的。在此種閥中，所需的壓力由球形閥1的調整彈簧來調整確定。在液室2及3之間維持了最小的壓力差，此種壓力差為打開閥門所必需的。其大小決定於小孔4的直徑，小孔同時也具有減震的作用。此閥的構造使它也可能被利用作為傳動的遠距離解除（Дистанционная разгрузка передачи），如將儲油室通過控制的栓塞與油室3相聯時就可以達到這種目的。

如要控制油液的流動方向，就須採用例如‘液體驅動’工廠出品的 Г51-12 之類的逆流閥（圖23）。用此閥時油液只可按箭頭所示方向流動。

油路系統中經常維持的低壓可用減壓閥來達到，此種裝置主要在速度調節器中適用（見‘速度調節器’）。

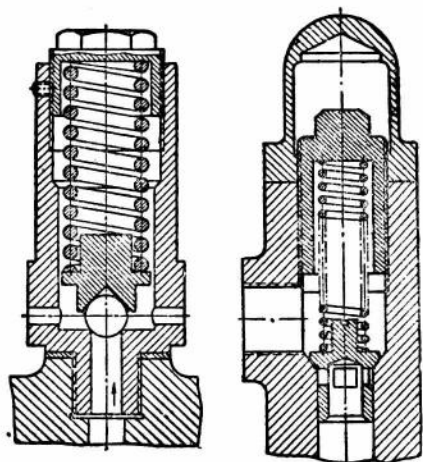


圖18 球形閥。

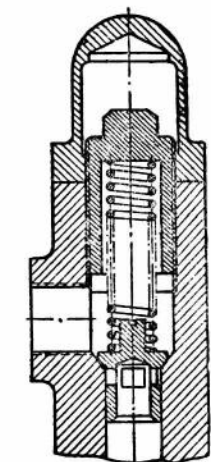


圖19 具有錐形閥座的閥。

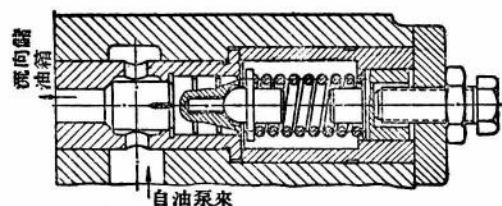


圖20 連續流動壓力一定的差動式閥。

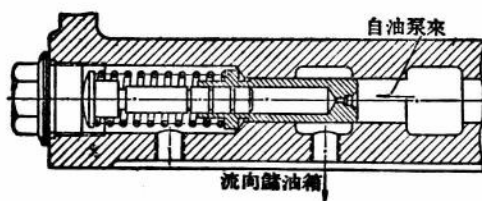


圖21 連續流動壓力一定的差動式閥。

節流器（Дроссели） 主要用於油路中油液流量的調節。其最理想的構造應該是：油液流動的路程及油路

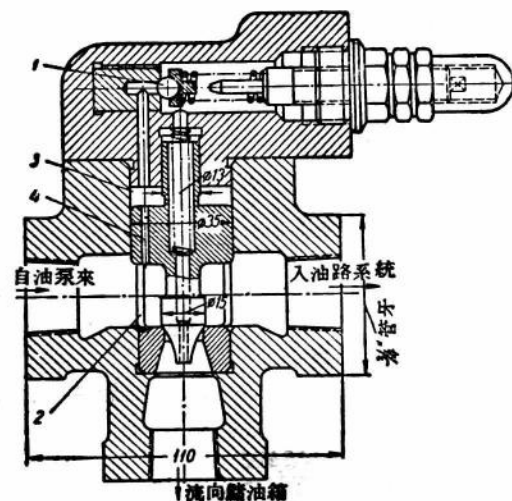


圖22 在恆壓下使油壓連續流通的閥。

截形的周長（Периметр）與其斷面積之比為最小。這樣，因為節流器的流動量受到油液壓力或溫度的影響便可減到最小程度，而且發生阻塞的可能性也會較小。如圖24、25、26中的構造便可滿足這要求。在這些構造中流動量與壓

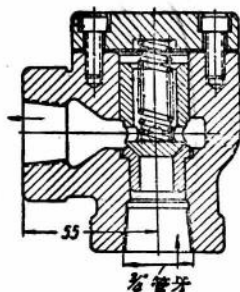


圖23 逆流閥。

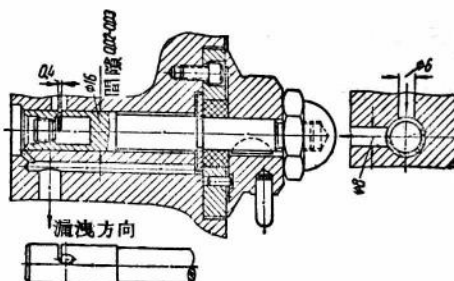


圖24 開隙旋轉式節流器。

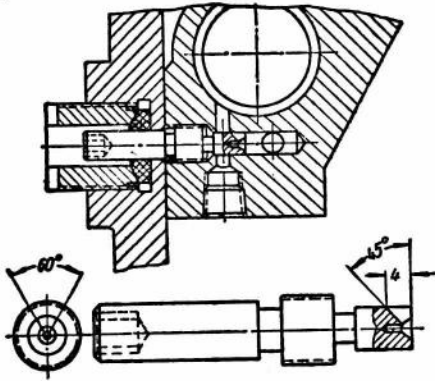


圖25 開隙式節流器。

力之間的關係約可用下列式子表示，即： $Q = K_0 p^{1/2}$ （符號所代表的意義見原書第126頁）。同時，由於液體摩擦而生的損耗是最小的。在某些節流器上，其油液流動的路程與油路斷面積之比相當大的時候，即須以下列近似公式表示：

$$Q = K_0 p (m=1)。$$

欲使節流器穩定的工作，油液流量在壓力降下量為1.5~3大氣壓，黏度為2.8~3.2°E時不應少於80公分³/分。如果流量較小，節流器常生阻塞，因此工作便不穩定。

在符合 $Q = K_0 p^{1/2}$ 公式的一類節流器中，其油路斷面積：

$$f = \frac{Q}{1080 \sqrt{p}} \text{ 公分}^2, \quad (22)$$

式中 Q ——油液流動量（公分³/秒）； p ——在節流器中的壓力降下量。

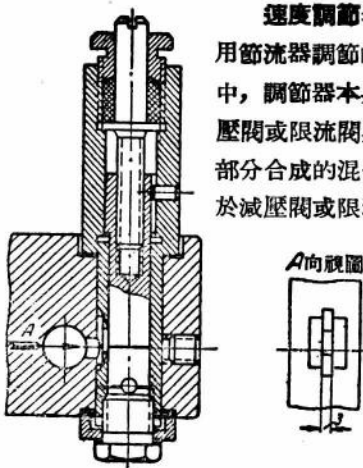


圖26 開隙式節流器。

速度調節器 應用於用節流器調節的油路系統中，調節器本身其實是減壓閥或限流閥與節流器兩部分合成的混合裝置，由於減壓閥或限流閥的交互

作用使得在節流器部分壓力降低量總是維持得很低而且不變。

這一類的裝置可以保證：

a) 在傳動中，調節器的流動能量不因壓力變化而有所變更，因此被傳動的工作機構的速度，也不受負荷變化的影響。

6) 在高壓低速時仍可有速度的穩定性，此種穩定性的獲得，是由於節流器的油路斷面擴大，受到阻塞的程度也減到極小。

在附有減壓閥的速度調節器中，就藉減壓閥來控制油液的流出量，同時油路中控制壓力經常地使其在進入節流器前保持為1.25~2大氣壓。這樣便使節流器的壓力降下量也保持不變。如圖27所示的機構接通調節器，即可獲得低速，這低速為某些機床的送刀機構所必需的，如鑽床及用順銑法或逆銑法的銑床等。速度調節器中油液的最小穩定流動量不得小於80公分³/分（黏度2.8~3.2°E）。圖5B中加上速度調節器對於壓力負荷變化便能自動適應，適用於某些不需低速的傳動，例如拉床的總傳動及銼磨床的往復運動的總傳動。

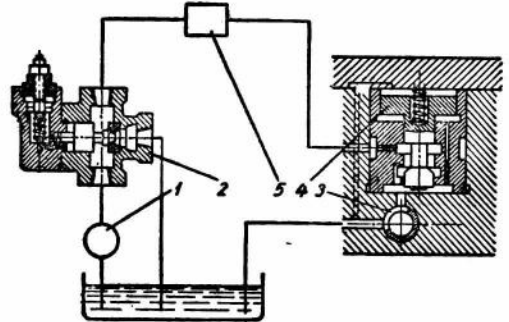


圖27 附有減壓閥的速度調節器的配置圖：

1—泵；2—溢流閥；3—節流器；4—減壓閥；5—工作缸筒（液動馬達）。

在附有限流閥的速度調節器如維克爾（Vicker's）式（圖28）通過節流器中的壓力降下量是由限流閥來控制，使其維持一定數值不變，其方法是控制自油泵流至儲油箱中的過剩油液流量。此種調節器的優點在於能自動使油泵壓力適應負荷，在油泵中的漏洩損耗不致影響到工作機構的速度。穩定的流動能率應不低於160公分³/分（油液度為2.8~3.2°E時）。主要的應用場合是拉床及研磨床的液壓傳動系統。

圖29是另一種速度調節器，在原理上與上面所介紹的一種沒有什麼區別，不過在節流器中的壓力降低

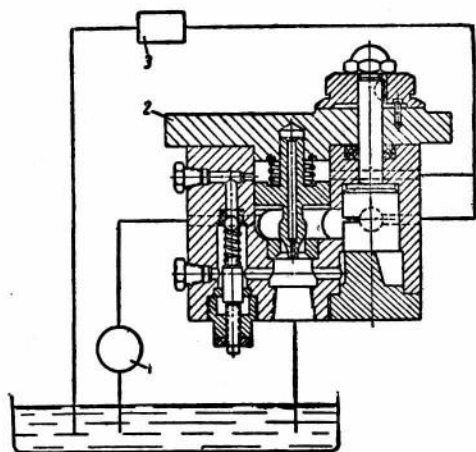


圖 28 附有限流閥的速度調節器的配置圖：

1—泵；2—速度調節器；3—工作缸筒(液動馬達)。

量較高些(3~5大氣壓)。此種調節器是需要個別調節的，這種調節可利用限流閥的螺絲來進行。在一定範圍內，油泵排油量也固定不變時，它可以消除流動量對於壓力的依賴性，使其不受影響。穩定傳動所需的流動量應不低於100公分³/分(油液黏度為2.8~3.2°E時)。此種調節器的用途是用較低的進刀速度的鑽床的液壓傳動系統中。

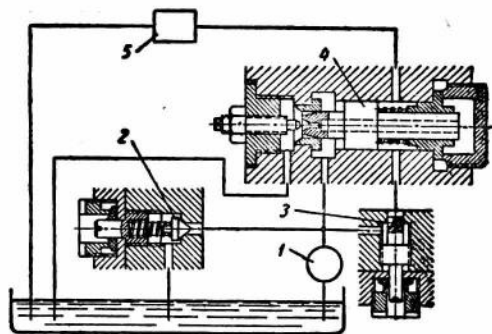


圖 29 附有限流閥的速度調節器的配置圖：

1—泵；2—保險閥；3—節流器；4—限流閥；5—工作缸筒(液動馬達)。

如圖 30 上所示的調節裝置，節流器中的壓力降下量的固定不變，(2.8~4大氣壓)是藉限流閥來維持的，該閥節制位於工作缸筒出油處的節流器所排出的油量。最低穩定流動量及應用範圍和圖 29 所示的相同。

壓力繼動器 是利用滑閥機構來進行遠距離自動控制的裝置。一切動作決定於油壓傳動系統中的壓力強度，油液經過附有減震器 2 的接頭 1，流向柱塞 3 (圖 31)。當油路中油壓已經達到預定的控制強度時，柱塞 3 就克服了彈簧 4 的彈力，而向上滑行。因而推動

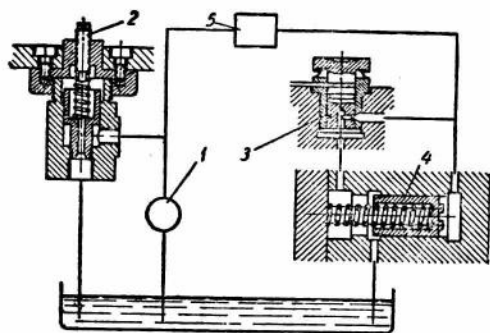


圖 30 附有限流閥的速度調節器的配置圖：

1—泵；2—溢流閥；3—節流器；4—限流閥；5—工作缸筒(液動馬達)。

了作用於電流開關的頂桿 5 (圖 31 中未示出)。此種繼動器的用途：在切削時刀口變鈍而使工作壓力過度增加的情形下，刃具能自動退出；或者是在拖板觸到固定支點時，使它自動停止進行。

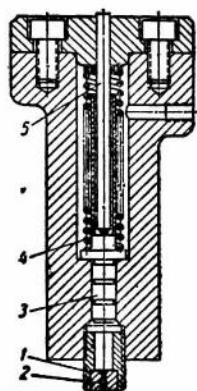


圖 31 壓力繼動器。

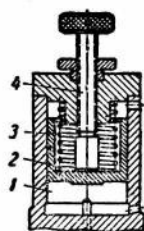


圖 32 容積式定時繼動器。

定時繼動器 其用途為：例如當刀架或工作台運行抵達固定支點後，所需的延緩時間已經到達時即發生作用。延緩的時間可以調整。其分類如下：

a) 容積式定時繼動器 (圖 32) 延緩動作的時間決定於油室 1 中的油液容積，在工作時彈簧 3 作用於活塞 2 壓出油液，油室 1 的容積可藉調整螺釘 4 來變更；

6) 節流式定時繼動器 (圖 33) 延緩動作的時間決定於節流門 1 的開口大小，由於彈簧 4 作用於活塞 3 壓迫油液，使其離開油室 2 然後流經節流門，入於儲油箱中。在此種繼動器中油室 2 容積是固定不變的。

分 流 裝 置

滑閥器 在傳動油路中它用來分配油液的流動，分流的動作是藉助於滑閥在分流裝置體中的圓柱形滑閥，配合一些必要的通孔或通口的組合使油液向其注入。

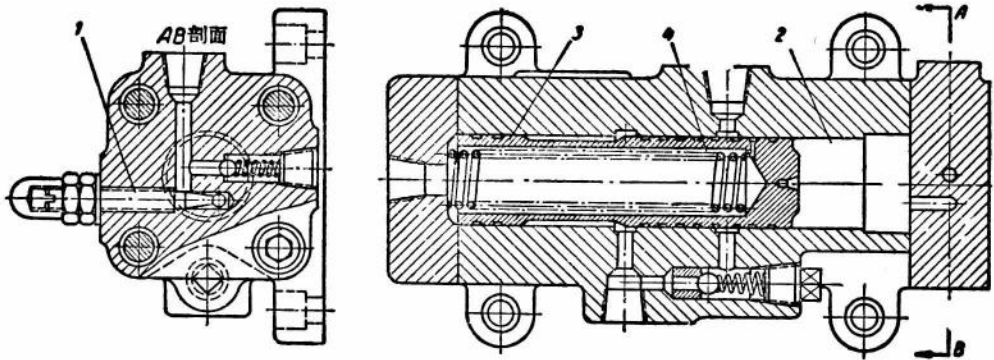


圖33 節流式定時繼動器。

根據操縱的性質可分：

用手操縱的滑閥器(圖 34)；

用油壓操縱的滑閥器(圖 35)；

用電流操縱的滑閥器(圖 36)；

用附在機床上的停止塊來操縱的滑閥器(圖 37)。

在複雜而又是最常用的操作循環中(如鑽銼床、車床、銑床、磨床及研磨床的操作循環)滑閥器是與活門、節流器、速度調節器合併裝在同一控制板上的。在這種情形下，滑閥器就可以有混合操縱，這就是說：可以用手，可以靠機床上的停止塊，也可以用電流或液壓。

在具有往復運動的機床上(磨床、研磨床、插床、牛頭鉋床、龍門鉋床等)就應用自動可逆式的滑閥器。

第 38 圖所示是一個附有彈簧機構的滑閥器，是根據在工作台運行中加以減速來操縱的原理而製成的。

這種裝置在速度為10公尺/分鐘時允許工作台稍微移動(3~5公厘)及少量超程(每邊僅1~3公厘)。這種裝置有以下缺點：構造笨重。零件容易磨損。掉頭折返時需用相當大的力量。適用的場合是外圓或內圓磨床。

用油壓操縱的滑閥器如圖 39 所示，是基於控制逆行滑閥移位所用的時間，當工作台變向回行時逆行滑閥以等速度運行並因此減緩工作台的速度，這是由於在工作時，工作台無論其速度是最大或最小時，換向所須時間總是一樣的，其超程能達到很大的距離，依油液溫度而有變化；例如在平面磨床上當台面運行速度為30公尺/分時，每端超程能達100~150公厘。這種裝置的優點是：耐磨性好，換向動作輕易，宜用於快速運行並允許較大的超程的機床上(平面磨床)。

在用液壓操縱的而變向速度不是固定的滑閥器

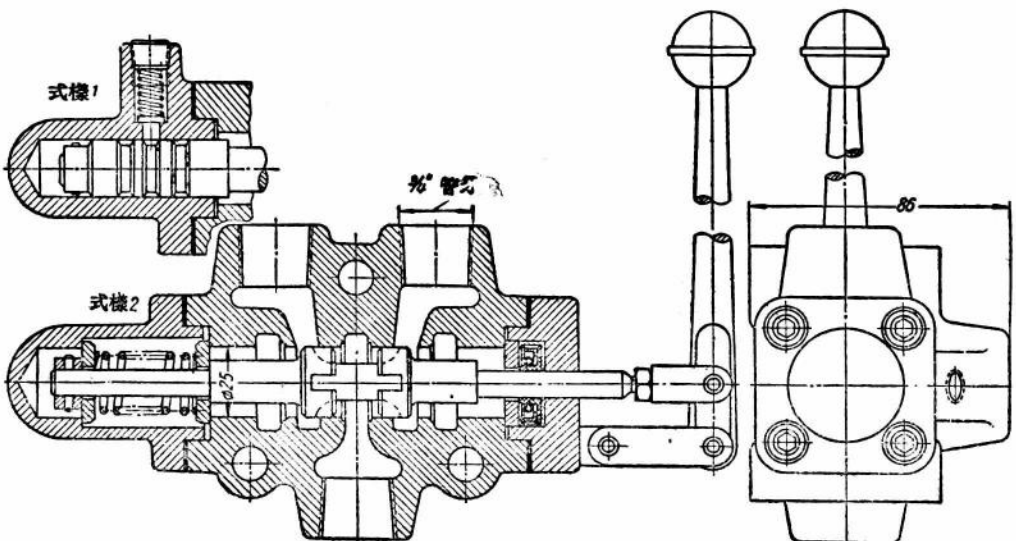


圖34 用手操縱的滑閥器：

式樣 1—滑閥固定在三個位置上；式樣 2—滑閥在中心位置時自動定位。

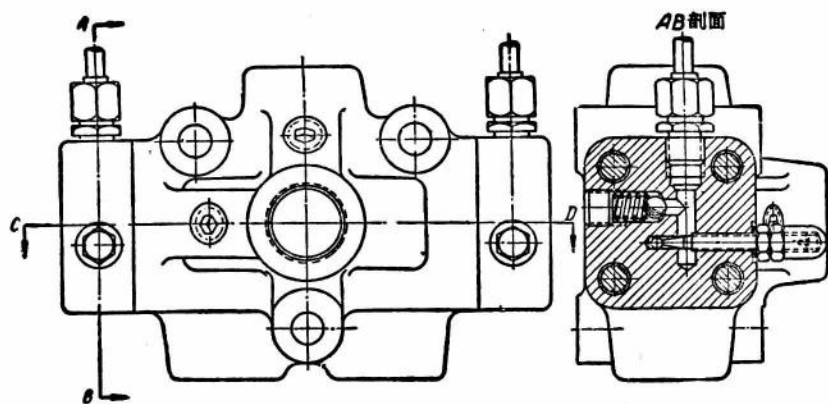


圖35 用油壓來操縱的滑閥器。

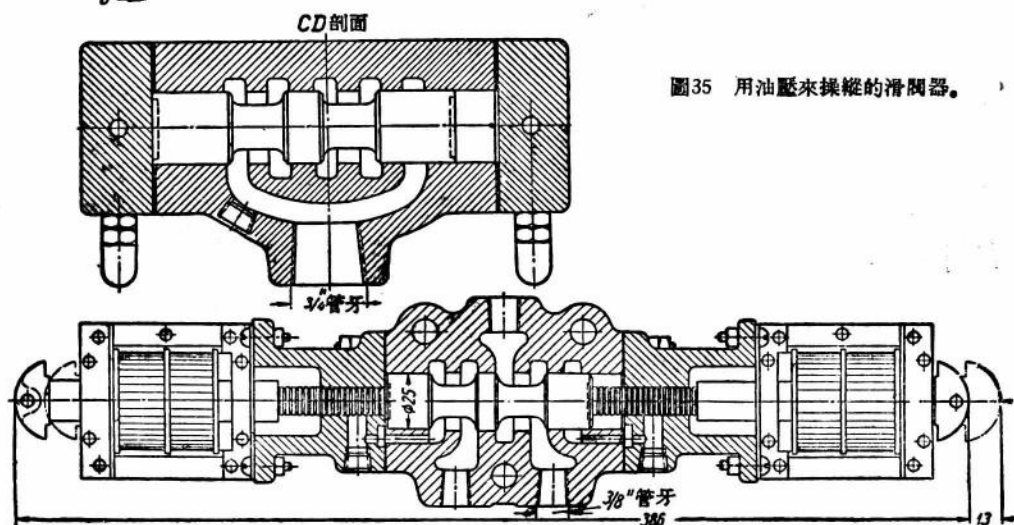


圖36 用電操縱的滑閥器。

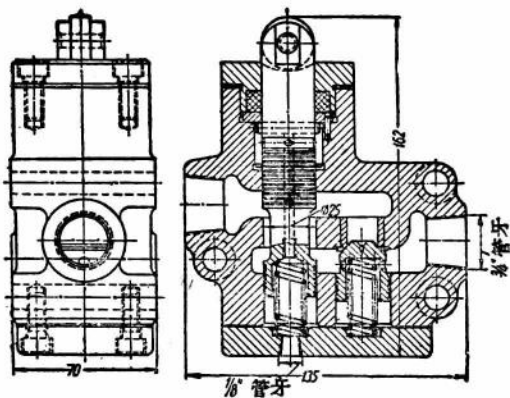


圖37 用機床上停止塊操縱的滑閥器。

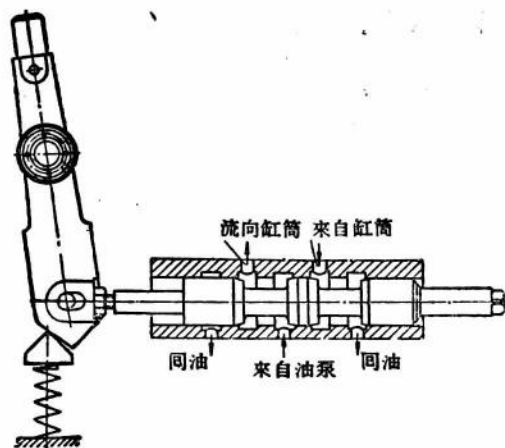


圖38 附有彈簧機構的滑閥器。

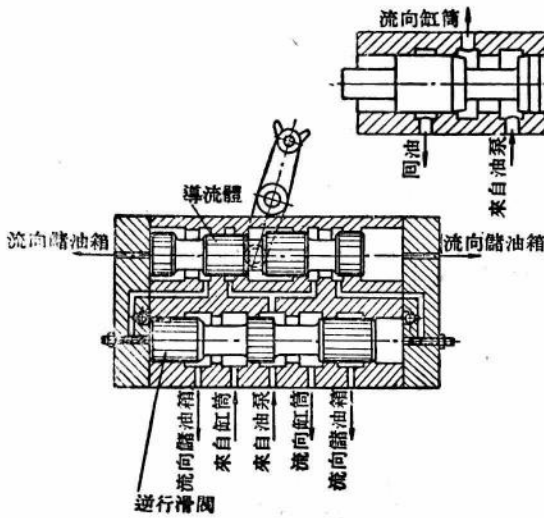


圖39 附有液壓操縱的滑閥器。

上，變換方向逆行時滑閥首先運行得很快，然後徐徐移動。圖40所示的裝置中，此種動作即可藉一個特殊的逆行活塞獲得。這種裝置可以允許減小的超程及最小的行程，但構造稍嫌複雜，通常用於外圓磨床、平面磨床及鉋床上。

帶有導流體的滑閥器能在極短時間內煞制住機床的工作台(圖41)，其特點是：在變向逆行時，油液自工作缸筒流來，經過軸向導流體時被其錐形部分遮住出路，如此即在工作台行程中施行煞制。這種裝置，保證有很小的超程(每端1~2公厘)及較短的台面移動(4~5公厘)，上述數值是在台面速度9公尺/分以內的情形。

此種裝置的優點是：應用範圍廣、構造簡單、沒有易於磨損的機件，宜用於各種有形式的磨床、研磨床，

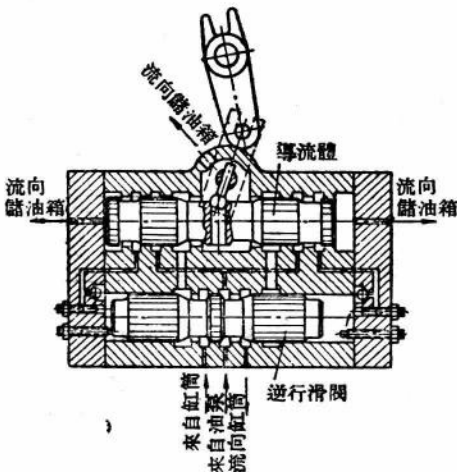


圖41 帶有導流體的滑閥器，能在極短時間內煞制住工作台。

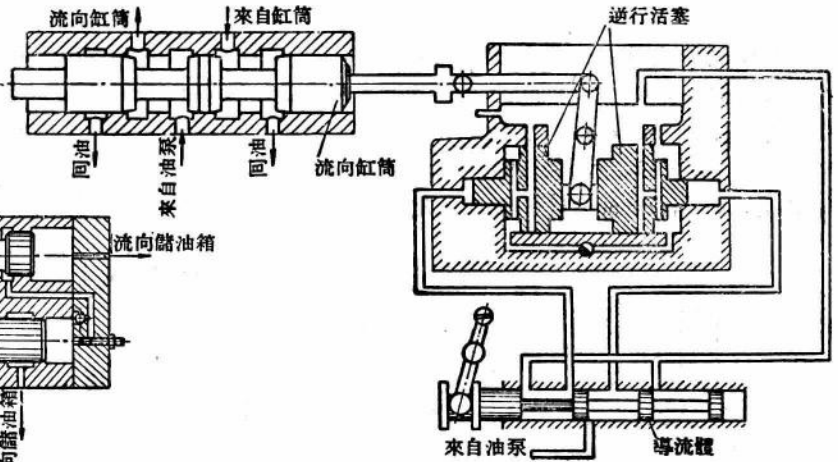


圖40 附有液壓操縱及變速換向的滑閥器。

亦可用於牛頭鉋床。

在滑閥器中，油液是自滑閥與器體之間的環狀間隙漏洩出來，當間隙是四周一律時(同心)而油液的流動是平流^①，漏洩的油液量可以下式計算：

$$q_k = \frac{\pi p_s^3 \alpha^2}{96 \mu \delta} \text{ 公分}^3/\text{秒}, \quad (23)$$

式中 p ——油液壓力(大氣壓)； α ——器體與滑閥間的半徑向間隙(公分)；用滑閥器的機床上，如果所用進給量較小，上述間隙最好不要超過0.02~0.025公厘，但也不要小於0.015公厘；在對於可靠性的要求較差的情況下，允許漏洩量較大時，間隙可以增加到0.03~0.04公厘； d ——滑閥直徑(公分)； μ ——絕對動性黏度(公斤·秒/公分²)； δ ——沿滑閥軸向所量的間隙長度或稱作滑閥的遮度^②(公分)；這尺寸與滑閥的尺寸有關，一般採用3~8公厘。

當滑閥的位置是偏心的時亦即漏洩間隙偏在一方時^③，其漏洩量為：

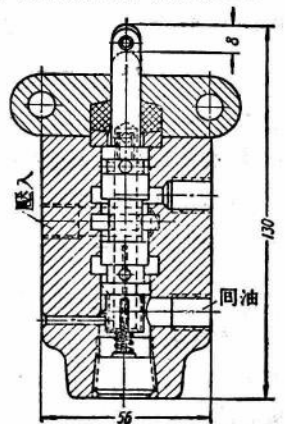


圖42 軸向式導流體。

- ① 指不生渦流的流動。——譯者
- ② 指右圖中的尺寸 α 。——譯者
- ③ 即閥與孔內壁在一點接觸時。——譯者

